

С. Й. Ткаченко
Н. Д. Степанова
Д. В. Степанов
О. Д. Степанов

РУШНИКОСУШАРКА ЯК ЕЛЕМЕНТ СУЧАСНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Вінницький національний технічний університет

Встановлено умови роботи рушникосушарки водяного типу, виготовленої із полірованої нержавіючої сталі AISI 304; співставлено заявлену потужність рушникосушарок практично однакової конструкції різних виробників і виявлено суттєву розбіжність; проаналізовано чотири методи визначення номінальної теплової потужності рушникосушарки з врахуванням вимушеного руху теплоносія всередині рушникосушарки, вільного або вимушеного руху повітря біля поверхні рушникосушарки за різних граничних умов із дотриманням вимог нормативних документів; виконано моделювання роботи рушникосушарки засобами програмного модулю Flow Simulation у SolidWorks; досліджено вплив невизначеності ступеня чорноти поверхні рушникосушарки на номінальну теплову потужність рушникосушарки; оцінено вплив швидкості омивання теплообмінної поверхні рушникосушарки повітрям на її теплову потужність; проаналізовано отримані результати досліджень за чотирма методами та співставлено із результатами випробувань рушникосушарки у сертифікованій лабораторії.

Ключові слова: рушникосушарка, питомий тепловий потік, система теплопостачання, нержавіюча сталь AISI 304, тепловіддача, вільна конвекція, вимушена конвекція, випромінювання, температура стінки, тепловий граничний шар.

Вступ

Комфортні умови життєдіяльності для людини забезпечуються за допомогою певних інженерних систем, серед них системи тепло- і водопостачання. Важливий простір в оселі є ванна кімната, а майже невід'ємним елементом її є такий пристрій як рушникосушарка. У період дії СНиП 2.04.01-85* рушникосушарка вважалася елементом системи гарячого водопостачання, а на даний момент згідно із [1] – елементом системи опалення будинку. Логічно, що в такому випадку, наряду із привабливим зовнішнім виглядом і функціональністю під час вибору даного пристрою споживачі звертають увагу на таку характеристику як теплова потужність. Проаналізувавши рушникосушарки класичної конструкції практично ідентичних розмірів різних виробників [2, 3, 4, 5] встановлено, що заявлена теплова потужність виробів різниться на 14–153 %.

Мета роботи: визначення номінальної теплової потужності рушникосушарки водяного типу шляхом врахування нормативів та фактичних умов роботи.

Основна частина

Розглядувана рушникосушарка має міжосеву відстань для підключення 500 мм, діаметр підключення $G \frac{1}{2}$ ", складається із шести перемичок (ребер). Рушникосушарка виготовлена із нержавіючої сталі AISI 304 [6]. Габаритні розміри рушникосушарки: висота – $H = 800$ мм, ширина – $L = 530$ мм, глибина $B = 82$ мм (рис. 1).

Дана рушникосушарка має нижнє підключення. Як теплоносій для приладу може бути використана вода, розчин етиленгліколю або пропіленгліколю (за потреби), масло чи дистильована вода. В наведених розрахунках прийнято, що теплоносій – вода з температурним графіком $\tau_1/\tau_2 = 75/65$ °С, відповідно до вимог ДСТУ EN 442-1:2019 та [7].

Зазвичай рушникосушарки встановлюють у приміщеннях ванних кімнат або суміщених санвузлів. З певним наближенням можна вважати, що в таких приміщеннях відбувається тепловіддача від поверхні рушникосушарки до повітря в умовах вільної конвекції.

Рух теплоносія (води) всередині рушникосушарки під час розрахунків прийнято таким (рис. 1): вода з температурою $\tau_1 = 75$ °С надходить у стояк 1' знизу і рівномірно розподіляється по перемичках 2; із перемичок 2 вода збирається у стояку 1" і відводиться з рушникосушарки з температурою $\tau_2 = 65$ °С. Швидкості руху теплоносія (води) у стояках і перемичках прийнято із умови, що розподіл теплоносія по перемичках рівномірний. Для спрощення теплообмінних

розрахунків у кожному елементі рушникосушарки використана середня температура теплоносія (води) $(75 + 65) / 2 = 70^{\circ}\text{C}$.

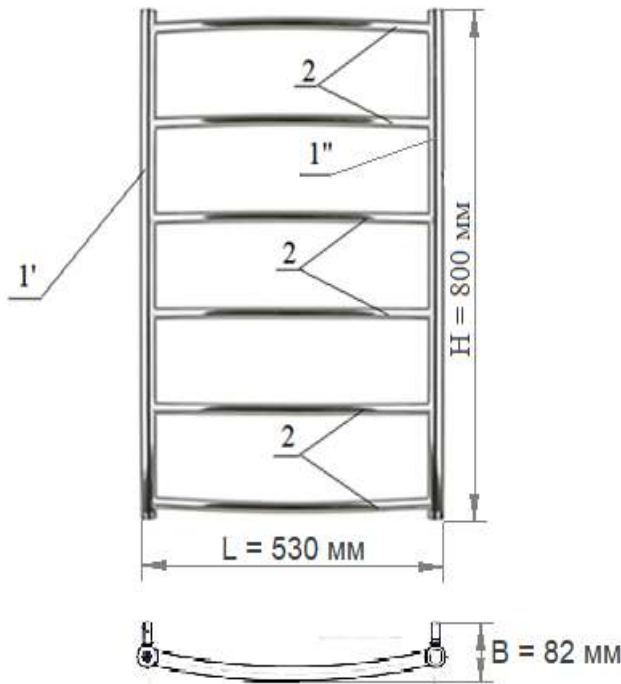


Рисунок 1 – Загальний вигляд рушникосушарки:
1' – стояк (елемент 1); 2 – перемичка (елемент 2)

Тепловіддача від нагрітої стінки до навколишнього середовища є достатньо складним процесом і залежить від великої кількості чинників: фізичних властивостей повітря; природи виникнення руху (вільний або вимушений); температури повітря і поверхні тіла; форми тіла, його розмірів; орієнтації тіла в потоці повітря тощо [8, 9].

Вибір тих чи інших граничних умов відіграє важливу роль. Під час розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції від зовнішньої поверхні рушникосушарки до навколишнього середовища за визначальну температуру приймають зазвичай або температуру повітря вдалині від стінки, або середню температуру теплового граничного шару.

Розглянемо декілька методів (підходів) щодо визначення теплової потужності рушникосушарки. Метод 1 і Метод 2 побудовані на основі таких умов теплообміну: між водою всередині рушникосушарки і стінкою – вимушена конвекція, а між зовнішньою поверхнею рушникосушарки і навколишнім

середовищем – вільна конвекція і випромінювання. Метод 3 передбачав моделювання теплообмінних процесів у рушникосушарці за допомогою програмного модуля Flow Simulation у SolidWorks. Метод 4 враховував умови теплообміну між водою всередині рушникосушарки і стінкою – вимушена конвекція, а між зовнішньою поверхнею рушникосушарки і навколишнім середовищем – вимушена конвекція і випромінювання. Залежності для визначення конвективної тепловіддачі, які були прийняті для конкретних методів, умови їх використання та визначальні параметри наведені у табл. 1.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від стінки елемента до повітря в розрахунках за методами 1, 2 і 4 визначався за залежністю

$$\alpha_{\text{випр.}} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot [((273 + t_{\text{ст}}) / 100)^4 - ((273 + t_{\text{н.с}}) / 100)^4] / (t_{\text{ст}} - t_{\text{н.с}}), \quad (1)$$

де $t_{\text{ст}}$ – температура зовнішньої поверхні стінки окремих елементів рушникосушарки, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{н.с}}$ – температура навколишнього середовища вдалині від рушникосушарки, $^{\circ}\text{C}$;

ε – ступінь чорноти поверхні рушникосушарки, згідно [10 – 13] для полірованої нержавіючої сталі $\varepsilon = 0,075 \dots 0,22$;

C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $C_0 = 5,67 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Теплова потужність рушникосушарки визначалася як сума теплових потужностей окремих її елементів

$$Q_p = \sum_{i=1}^{n_{\text{ст}}} n_{\text{ст}i} \cdot q_{l,\text{ст}i} + \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} l_{\text{п}i} \cdot q_{l,\text{п}i}, \quad (2)$$

де $n_{\text{ст}}$ – кількість стояків;

$n_{\text{п}}$ – кількість перемичок;

$l_{\text{п}}$ – довжина перемички, м;

$q_{l,\text{ст}}$ – питомий тепловий потік з 1 м стояка, Вт/м;

$q_{l,\text{п}}$ – питомий тепловий потік з 1 м перемички, Вт/м.

Критеріальні рівняння для визначення конвективної тепловіддачі в рушникосушарці

Розрахунковий метод	Елемент	Критеріальне рівняння, режими руху	Визначальні параметри	
			температура	лінійний розмір
I. Визначення конвективної тепловіддачі від грійного теплоносія до внутрішньої стінки елементів рушникосушарки				
Метод 1, Метод 4	1', 1''	$\overline{Nu}_{dp} = 1,4 \cdot (Re_{dp} \cdot d/l)^{0,4} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot (Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ $l/d > 10, Re_{dp} > 10$ [14]	$t = (\tau_1 + \tau_2)/2$	$d_{вс}$
	2			$d_{вп}$
Метод 2	1', 1''	$\overline{Nu}_{dp} = 0,15 \cdot Re_{dp}^{0,33} \cdot Pr_p^{0,33} \cdot (Gr_{dp} \cdot Pr_p)^{0,1} \times$ $\times (Pr_p/Pr_{ст})^{0,25} \cdot \epsilon_i$ $l/d > 10, Gr_{dp} \cdot Pr_p > 8 \cdot 10^5$ [15]	$t = (\tau_1 + \tau_2)/2$	$d_{вс}$
	2			$d_{вп}$
II. Визначення конвективної тепловіддачі від зовнішньої стінки елементів рушникосушарки до навколишнього середовища				
Метод 1	1', 1''	$\overline{Nu}_{dp} = 0,15 \cdot (Gr_{dp} \cdot Pr_p)^{0,33} \cdot (Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ $Gr_{dp} \cdot Pr_p > 10^9$ [14]	$t = t_{нс},$ $t_{нс} = 20^\circ\text{C}$ [8]	$l = H_{ст}$
	2			$d_{зп}$
Метод 2	1', 1''	$\overline{Nu}_{dp} = 0,135 \cdot ((Gr_{dp} \cdot Pr_p))^{1/3}$ $Gr_{dp} \cdot Pr_p > 2 \cdot 10^7$ [15]	середня температура теплового граничного шару $t = (t_{нс} + t_{ст})/2$	$l = H_{ст}$
	2			$d_{зп}$
Метод 4	1', 1''	$\overline{Nu}_{dp} = 0,664 \cdot (Re_{dp})^{0,5} \cdot (Pr_p)^{1/3} \cdot (Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$ $Re_{dp} < 500000$ [15]	$t = t_{нс},$ $t_{нс} = 20^\circ\text{C}$ [8]	$l = H_{ст}$
	2			$d_{зп}$
		$\overline{Nu}_{dp} = 0,52 \cdot (Re_{dp})^{0,5} \cdot (Pr_p)^{0,36}$ $40 < Re_{dp} < 10^3$ [16]		

Позначення у таблиці 1: $Nu = \alpha \cdot l / \lambda$ – критерій Нуссельта; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія за середньої температури, Вт/(м·К); $Re = w \cdot l / \nu$ – критерій Рейнольдса; w – середня швидкість теплоносія у елементі, м/с; ν – в'язкість теплоносія за середньої температури; $Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot l^3 / (\nu^2)$ – критерій Грасгофа; β – температурне розширення теплоносія за середньої температури, К⁻¹; Δt – середня різниця температур між теплоносієм та стінкою в елементах, К; Pr_p – число Прандтля для рідини; $Pr_{ст}$ – число Прандтля для рідини за температури стінки; $d_{вс} = 0,027$ м, $d_{зс} = 0,03$ м – внутрішній та зовнішній діаметр стояка (елементів 1' та 1''); $d_{вп} = 0,017$ м, $d_{зп} = 0,02$ м – внутрішній та зовнішній діаметр перемички (елемент 2); $H_{ст}$ – висота стояка. Індeksi біля критеріїв: l або d – визначальний розмір; p – рідина (у розділі I – вода, а у розділі II – повітря).

Використовуючи наведені вище залежності, рівняння теплового балансу, теплопередачі розроблена математична модель для дослідження теплової потужності рушникосушарки водяного типу. За допомогою моделі виконано числове дослідження роботи рушникосушарки у різних умовах експлуатації. Результати коротко представлені на рис. 2. Встановлено, що невизначеність ступеня чорноти поверхні рушникосушарки може спричинити похибку у тепловій потужності близько 11,7 – 11,9 %. На нашу думку це пов'язано із тим, що коефіцієнт тепловіддачі випроміненням, залежно від елемента і методу розрахунку, складав лише 4...17,3 % у сумарному коефіцієнті тепловіддачі від елемента рушникосушарки.

Залежність для визначення тепловіддачі від зовнішньої стінки перемичок (елементів 2) рушникосушарки до навколишнього середовища у Методі 4, запропонована авторами [16], враховує поперечне омивання потоком теплоносія (повітря) коридорного пучка труб. Автори [17] в інженерних розрахунках тепловіддачі при поперечному обтіканні коридорного пучка труб за $100 < Re < 10^3$ рекомендують використовувати залежності для обтікання одиночної труби. Під час

використання залежностей рекомендованих авторами [17] нами визначено $\overline{Nu}_{DK} = 9,94$, що практично відповідає розрахункам за залежністю авторів [16] $\overline{Nu}_{DK} = 9,88$.

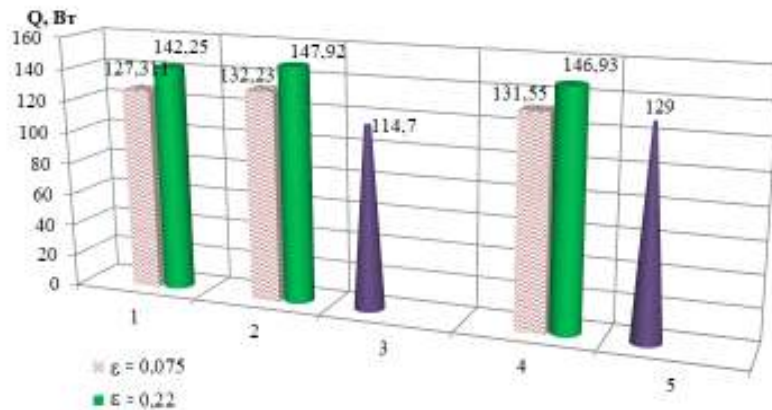


Рисунок 2 – Результати визначення теплової потужності за різними методами : 1 – Метод 1; 2 – Метод 2; 3 – Метод 3; 4 – Метод 4; 5 – результати випробувань рушникосушарки у сертифікованій лабораторії HEATEST, s.r.o. (Býkev, Czech Republic)

Використання програмних комплексів для дослідження теплообмінних процесів є одним із перспективних напрямків дослідження [9].

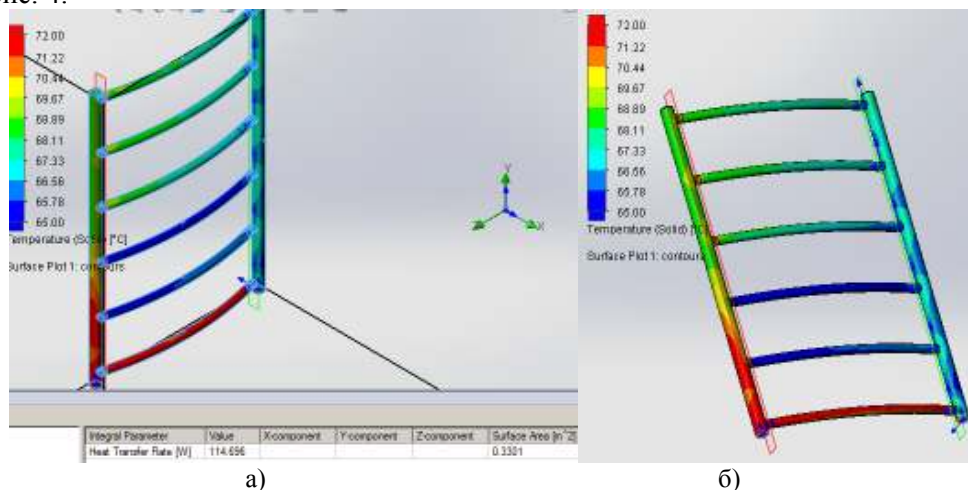
Нами розроблена модель рушникосушарки наведеної вище конструкції у SolidWorks. За допомогою програмного модуля Flow Simulation проведено моделювання теплообмінних процесів між теплоносієм у рушникосушарці і навколишнім середовищем за умов вільної конвекції. Початкові дані для дослідження: $\tau_1 = 75^\circ\text{C}$; $\tau_2 = 65^\circ\text{C}$; $t_{nc} = 20^\circ\text{C}$ [6]; матеріал труб нержавіюча сталь AISI 304, зовнішня поверхня якої полірована. Під час моделювання враховувалися такі процеси: вимушена конвекція теплоносія (води) всередині трубок рушникосушарки, теплопровідність через стінку трубок; тепловіддача за вільної конвекції біля вертикальних і горизонтальних трубок; випромінення з поверхні.

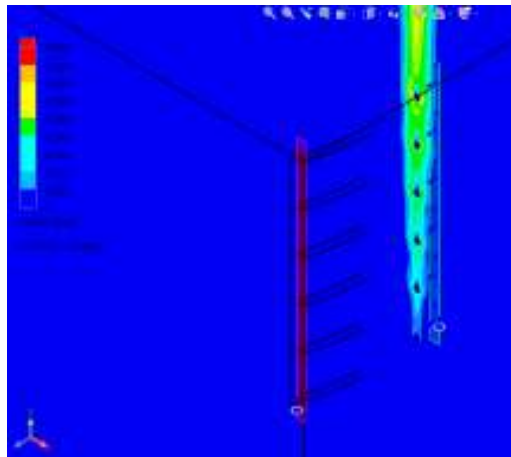
Розв’язувалася зовнішня задача. Головними цілями було поставлено визначення температури стінки та повітря і теплової потужності (рис. 3).

Після проведення моделювання визначена температура стінки рушникосушарки (рис. 3б). Із представлених результатів можна судити про нерівномірний розподіл теплових потоків між перемичками.

Визначена потужність рушникосушарки показана на рис. 3а. Як бачимо вона менша за розрахункову на 9,9 – 13,3 % і на 11,3 % менша за потужність, визначену у сертифікованій лабораторії.

Окрім основних цілей додатково проведено оцінку швидкості омивання поверхні перемичок рушникосушарки потоком повітря (рис. 3 в). Як видно із рис. 3 в, швидкість омивання двох верхніх перемичок досягає 0,36...0,42 м/с. Оскільки на нижніх перемичках швидкість омивання поверхні значно менше (0,06...0,18 м/с), проведено дослідження впливу швидкості омивання поверхонь на номінальну потужність рушникосушарки використовуючи Метод 4, результати видно на рис. 4.





в)

Рисунок 3 – Показники роботи рушникосушарки, визначені за допомогою програмного модуля Flow Simulation SolidWorks : а – теплова потужність рушникосушарки; б – температура стінки рушникосушарки; в – швидкість омивання повітрям поверхонь перемичок рушникосушарки

Як видно із рис. 4, збільшення швидкості омивання повітрям поверхні рушникосушарки у 10 разів призводить до збільшення номінальної потужності майже втричі. Але така висока швидкість омивання поверхні не відповідає умовам експлуатації рушникосушарки.

Аналізуючи викладений вище матеріал видно, що наведені методи визначення теплової потужності рушникосушарки показують результати у межах 114,696 – 146,93 Вт, що відрізняється на 11,3 – 13,9 % від результатів, отриманих у сертифікованій лабораторії HEATEST, s.r.o. (Býkev, Czech Republic).

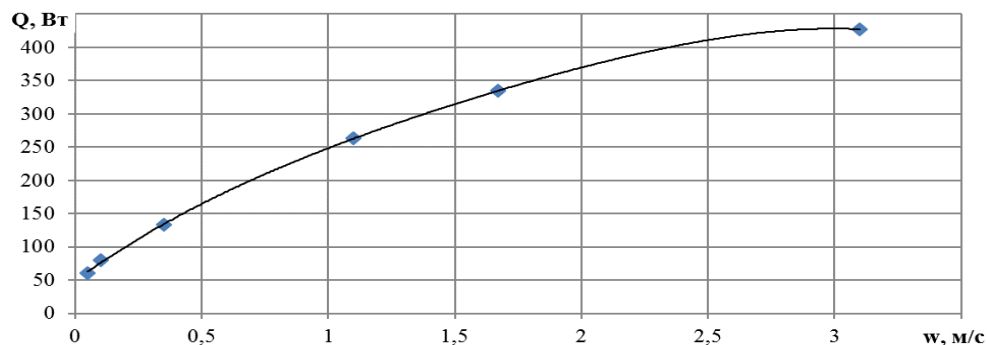


Рисунок 4 – Залежність номінальної теплової потужності рушникосушарки від швидкості омивання повітрям її зовнішньої поверхні

Проаналізовано доступні рушникосушарки [2, 3, 4, 5] і встановлено, що відмінність їх габаритних розмірів складає від $-5,62\%$ до $+1,69\%$. Оцінено, що потужність цих рушникосушарок, розрахована за Методом 2, відрізняється від показаної на рис. 2 на $-6,9\%$... $+1,35\%$.

Висновки

Проаналізовано і використано 4 методи розрахунку номінальної теплової потужності рушникосушарки водяного типу із сталі AISI 304. Для трьох методів використано залежності теплообміну за умов вільної конвекції повітря, а для четвертого – за умов вимушеної конвекції повітря. Розрахунки виконано з врахуванням рекомендацій ДСТУ EN 442-1:2019 та DIN EN 442-2:2015.

Для Методу 1 (вільна конвекція повітря з визначальною температурою – температурою повітря вдалині від стінки) визначено потужність рушникосушарки, що становить 127,312 Вт, яка на 1,54 % менша за дані сертифікованої лабораторії.

Для Методу 2 (вільна конвекція повітря з визначальною температурою – середньою температурою теплового граничного шару) визначено потужність рушникосушарки, що становить 132,27 Вт, яка на 2,26 % більша за дані сертифікованої лабораторії.

За допомогою програмного модуля Flow Simulation проведено моделювання теплообмінних процесів між теплоносієм у рушникосушарці і навколишнім середовищем за умов вільної конвекції (Метод 3). Встановлена потужність рушникосушарки 114,696 Вт, що на 9,9 – 13,3 % менша за розраховану за методами 1 та 2 і на 11,3 % менша за потужність, визначену у Сертифіковані лабораторії.

Для Методу 4 (вимушена конвекція повітря з визначальною температурою – температурою повітря вдалині від стінки) визначено потужність рушникосушарки, що становить 131,55 Вт, яка на 1,74 % більша за дані сертифікованої лабораторії.

Встановлено, що збільшення швидкості омивання повітрям теплообмінної поверхні рушникосушарки у 10 разів призводить до збільшення номінальної потужності майже втричі. Така швидкість омивання поверхні не відповідає умовам експлуатації рушникосушарки.

Отже, наведені у роботі методи визначення теплової потужності рушникосушарки дають практично однакові результати з похибкою 11,3...13,9 %.

Виконано співставлення розрахованих за Методом 2 теплових потужностей рушникосушарок різних виробників, що відрізняються за площею теплообмінних поверхонь на – 5,62...1,69 %. Виявлено розрахункова тепла потужність цих рушникосушарок відрізняється лише на –6,9...+1,35 %.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. Частина I. Проектування. Частина II. Будівництво. [Чинний від 2013-03-01]. Вид. офіц. Київ : Мінрегіон України, 2013. 105 с.
- Водяна рушникосушарка Laris Флеш П6 500×800. URL: <https://shop.laris.ua/uk/polotencesushiteli-vodyanye/seriya-klassik/polotencesushitel-laris-flesh-p6-500-h-800/> (дата звернення 21.06.2021 р.).
- Reina designer radiator Savio. URL: <http://www.reinadesign.co.uk/radiator/savio/> (дата звернення 21.06.2021 р.).
- Водяна рушникосушарка Класік HP. URL: https://mario.ua/products/classic_hp/ (дата звернення 21.06.2021 р.).
- Водяной полотенцесушитель Energy Classic 800×500. URL: <https://energyrus.ru/%D0%BF%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D1%82%D0%B5%D0%BD%D1%86%D0%B5%D1%81%D1%83%D1%88%D0%B8%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%D0%B2%D0%BE%D0%B4%D1%8F%D0%BD%D1%8B%D0%B5/energy-classic/800x500/> (дата звернення 21.06.2021 р.).
- СТАЛЬ AISI 304. URL: <https://westa.kiev.ua/standarty/marki-stali/stal-aisi-304> . (дата звернення 21.06.2021 р.).
- DIN EN 442-2:2015 «Radiators and convectors - Part 2: Test methods and rating». [Effective Date 01-Mach-2015]. Deutsches Institut für Normung e. V., 2015. 81 p.
- Saari J. Heat exchanger dimensioning. Lappeenranta university of technology, 2019. 101 p.
- Andrej Kapjor, Peter Durcansky, Martin Vantuch. Effect of Heat Source Placement on Natural Convection from Cylindrical Surfaces. . Energies 2020, 13, 4334.
- Emissivity Coefficient Materials. URL: https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html. (дата звернення 21.06.2021 р.).
- Woods S. I., Jung T. M., Sears D. R., Yu J. Emissivity of silver and stainless steel from 80 K to 300 K: Application to ITER thermal shields. Cryogenics. 2014. Volume 60. Pages 44–48.
- Siegel R., Howell J. R. Thermal radiation heat transfer. New York : McGraw-Hill Book Company, 1972. 935 p.
- Блох А. Г., Журавлев Ю. А., Рыжков Л. Н. Теплообмен излучением : справочник. Москва : Энергоатомиздат, 1991. 432 с.
- Михеев М. А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Москва : Энергия, 1977. 344 с.
- Бухмиров В.В. Тепломассообмен: учеб. пособие. Иваново: ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2014. 360 с.
- Галин Н.М., Кириллов Л.П. Тепломассообмен (в ядерной энергетике) : учеб. пособие для вузов. Москва : Энергоатомиздат, 1987. 376 с.
- Incropera F.P., Dewitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S. Fundamentals of heat and mass transfer. Danvers : John Wiley & Sons, Inc, 2011. 997 p.

REFERENCES

- DBN V.2.5-64:2012 Vnutrishnii vodoprovod ta kanalizatsiia. Chastyna I. Proektuvannia. Chastyna II. Budivnytstvo. [Chynnyi vid 2013-03-01]. Vyd. ofits. Kyiv : Minrehion Ukrainy, 2013. 105 s.
- Vodiana rushnykosusharka Laris Flesh P6 500×800. URL: <https://shop.laris.ua/uk/polotencesushiteli-vodyanye/seriya-klassik/polotencesushitel-laris-flesh-p6-500-h-800/> (data zvernennia 21.06.2021 r.)
- Reina designer radiator Savio. URL: <http://www.reinadesign.co.uk/radiator/savio/> (data zvernennia 21.06.2021 r.)
- Vodiana rushnykosusharka Klasik. URL: https://mario.ua/products/classic_hp/ (data zvernennia 21.06.2021 r.)
- Vodiano polotentsesushytel Energy Classic 800×500. URL: <https://energyrus.ru/%D0%BF%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D1%82%D0%B5%D0%BD%D1%86%D0%B5%D1%81%D1%83%D1%88%D0%B8%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%D0%B2%D0%BE%D0%B4%D1%8F%D0%BD%D1%8B%D0%B5/energy-classic/800x500/> (data zvernennia 21.06.2021 r.)
- STAL AISI 304. URL: <https://westa.kiev.ua/standarty/marki-stali/stal-aisi-304>. (data zvernennia 21.06.2021 r.)

7. DIN EN 442-2:2015 «Radiators and convectors - Part 2: Test methods and rating». [Effective Date 01-Mach-2015]. Deutsches Institut für Normung e. V., 2015. 81 p.
8. Saari J. Heat exchanger dimensioning. Lappeenranta university of technology, 2019. 101 p.
9. Andrej Kapjor, Peter Durcansky, Martin Vantuch. Effect of Heat Source Placement on Natural Convection from Cylindrical Surfaces. . Energies 2020, 13, 4334.
10. Emissivity Coefficient Materials. URL: https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html. (дата звернення 21.06.2021 р.).
11. Woods S. I., Jung T. M., Sears D. R., Yu J. Emissivity of silver and stainless steel from 80 K to 300 K: Application to ITER thermal shields. Cryogenics. 2014. Volume 60. Pages 44–48.
12. Siegel R., Howell J. R. Thermal radiation heat transfer. New York : McGraw-Hill Book Company, 1972. 935 p.
13. Blokh A. H., Zhuravlev Yu. A., Ryzhkov L. N. Teploobmen yzluchenyem : spravochnyk. Moskva : Enerhoatomyzdat, 1991. 432 s.
14. Mykheev M. A., Mykheeva Y.M. Osnovy teploperedachy. Moskva : Enerhyia, 1977. 344 s.
15. Bukhmyrov V.V. Teplomassoobmen: ucheb. posobyе. Yvanovo: FHBOUVPO «Yvanovskiy ho-sudarstvennyy enerhetycheskiy unyversytet ymeny V.Y. Lenyna», 2014. 360 s.
16. Halyn N.M., Kyryllov L.P. Teplomassoobmen (v yadernoi enerhetyke) : ucheb. posobyе dlia vuzov. Moskva : Enerhoatomyzdat, 1987. 376 s.
17. Incropera F.P., Dewitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S. Fundamentals of heat and mass transfer. Danvers : John Wiley & Sons, Inc, 2011. 997 p.

Ткаченко Станіслав Йосипович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, e-mail: stahit6937@gmail.com ORCID: 0000-0002-4904-4608.

Степанова Наталія Дмитрівна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, e-mail: stepanovand@i.ua. ORCID: 0000-0002-4654-2062.

Степанов Дмитро Вікторович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, e-mail: stepanovdv@ukr.net ORCID: 0000-0002-2806-3180.

Степанов Олексій Дмитрович – студент, Вінницький національний технічний університет.

**S. Tkachenko
N. Stepanova
D. Stepanov
O. Stepanov**

TOWEL DRYER AS AN ELEMENT OF THE MODERN HEAT SUPPLY SYSTEM

Vinnitsia National Technical University

The operating conditions of the water-type towel dryer made of polished stainless steel AISI 304 are established, the declared capacity of towel dryers of almost the same design of different manufacturers is compared and a significant discrepancy is revealed; analyzed four methods for determining the nominal heat output of the towel dryer, taking into account the forced movement of the coolant inside the towel dryer, free or forced air movement near the surface of the towel dryer under different boundary conditions in compliance with regulations; modeling of towel dryer operation by means of Flow Simulation software module in SolidWorks; the influence of uncertainty of degree of blackness of a towel dryer surface on nominal thermal power of a towel dryer is investigated; influence of speed of washing of a heat exchange surface of a towel dryer by air on its thermal power is estimated, the received results of researches by four methods are analyzed.

Key words: towel dryer, specific heat flow, heat supply system, AISI 304 stainless steel, heat transfer, free convection, forced convection, radiation, wall temperature, thermal boundary layer.

Tkachenko Stanislav – Dr. tech Sciences, Professor of the Department of Thermal Power Engineering, Vinnitsia National Technical University. e-mail: stahit6937@gmail.com ORCID: 0000-0002-4904-4608.

Stepanova Natalija – candidate of technical Sciences, associate Professor, Department of power engineering, Vinnitsia National Technical University, e-mail: Stepanovand@i.ua. ORCID: 0000-0002-4654-2062.

Stepanov Dmitry – candidate of technical Sciences, associate Professor, Department of power engineering, Vinnitsia National Technical University, e-mail: Stepanovdv@ukr.net. ORCID: 0000-0002-2806-3180.

Stepanov Olesiy – student at Vinnitsia National Technical University.

С. И. Ткаченко
Н. Д. Степанова
Д. В. Степанов
О. Д. Степанов

ПОЛОТЕНЦЕСУШИТЕЛЬ КАК ЭЛЕМЕНТ СОВРЕМЕННОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Винницкий национальный технический университет

Установлены условия работы полотенцесушителя водяного типа, изготовленного из полированной нержавеющей стали AISI 304; сопоставлена заявленная мощность полотенцесушителей практически одинаковой конструкции различных производителей и выявлено существенное различие; проанализированы четыре метода определения номинальной тепловой мощности полотенцесушителя с учетом вынужденного движения теплоносителя внутри полотенцесушителя, свободного или вынужденного движения воздуха у поверхности полотенцесушителя при различных граничных условиях с соблюдением требований нормативных документов; выполнено моделирование работы полотенцесушителя средствами программного модуля Flow Simulation в SolidWorks; исследовано влияние неопределенности степени черноты поверхности полотенцесушителя на номинальную тепловую мощность полотенцесушителя, оценено влияние скорости омывания теплообменной поверхности полотенцесушителя воздухом на ее тепловую мощность; проанализированы полученные результаты исследований по четырем методами и сопоставлены с результатами испытаний полотенцесушителя в сертифицированной лаборатории.

Ключевые слова: полотенцесушитель, удельный тепловой поток, система теплоснабжения, нержавеющая сталь AISI 304, теплоотдача, свободная конвекция, вынужденная конвекция, излучение, температура стенки, тепловой пограничный слой.

Ткаченко Станіслав – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики, Винницкий национальный технический университет, e-mail: stahit6937@gmail.com ORCID: 0000-0002-4904-4608.

Степанова Наталія – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплоэнергетики, Винницкий национальный технический университет, e-mail: Stepanovand@i.ua. ORCID: 0000-0002-4654-2062.

Степанов Дмитрий – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплоэнергетики, Винницкий национальный технический университет. e-mail: stepanovdv@ukr.net. ORCID 0000-0002-2806-3180,

Степанов Алексей – студент, Винницкий национальный технический университет.